



JP2000055152

Biblio

Page 1

Drawing

**AUTOMATIC TRANSMISSION FOR VEHICLE**

Patent Number: JP2000055152

Publication date: 2000-02-22

Inventor(s): TANIGUCHI TAKAO;; TSUKAMOTO KAZUMASA;; HAYABUCHI  
MASAHIRO;; KASUYA SATORU

Applicant(s): AISIN AW CO LTD

Requested  
Patent: ☐ JP2000055152Application  
Number: JP19980230346 19980731Priority Number  
(s):

IPC Classification: F16H3/62; F16H3/66

EC Classification:

Equivalents:

**Abstract**

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To provide an automatic transmission for vehicle of a gearing configuration which can achieve a six-speed operation, whereby the easiness in the on-board mounting works is enhanced by shortening the axial length while the gear noise is reduced.

**SOLUTION:** The transmitting mechanism of an automatic transmission is composed of an input shaft 11, a planetary gear set G having four transmitting elements S2, S3, C2(C3), R3 (R2), a decelerating planetary gear G1, two brakes B-1, B-2 and three clutches C-1, C-2, C-3, and a counter-drive gear 19. The decelerating planetary gear G1 is configured on the double pinion type planetary gearing system, wherein the tail of its carrier C1 is coupled with the input shaft 11 while the forefront coupled with the clutch C-2, and a ring gear R1 is coupled with an intermediate shaft 13 installed behind the input shaft 11, and a sun gear S1 is fixed to the forefront of a transmission case 10 and located at the forefront of the transmitting mechanism. A frictional member 55 of the clutch C-2 is located on the periphery of the decelerating planetary gear G1 while the counter-drive gear 19 located behind it G1, and the clutches C-1 and C-3 are coupled with the ring gear R1 of the decelerating planetary gear G1 through the intermediate shaft 13.

Data supplied from the esp@cenet database - I2

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2000-55152

(P2000-55152A)

(43) 公開日 平成12年2月22日 (2000.2.22)

(51) Int.Cl.<sup>7</sup>

F 1 6 H 3/62

3/66

識別記号

F I

F 1 6 H 3/62

3/66

ターコト\* (参考)

A 3 J 0 2 8

Z

A

審査請求 未請求 請求項の数 4 F D (全 15 頁)

(21) 出願番号 特願平10-230346

(22) 出願日 平成10年7月31日 (1998.7.31)

(71) 出願人 000100768

アイシン・エイ・ダブリュ株式会社

愛知県安城市藤井町高根10番地

(72) 発明者 谷口 孝男

愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシ

ン・エイ・ダブリュ株式会社内

(72) 発明者 塚本 一雅

愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシ

ン・エイ・ダブリュ株式会社内

(74) 代理人 100095108

弁理士 阿部 英幸

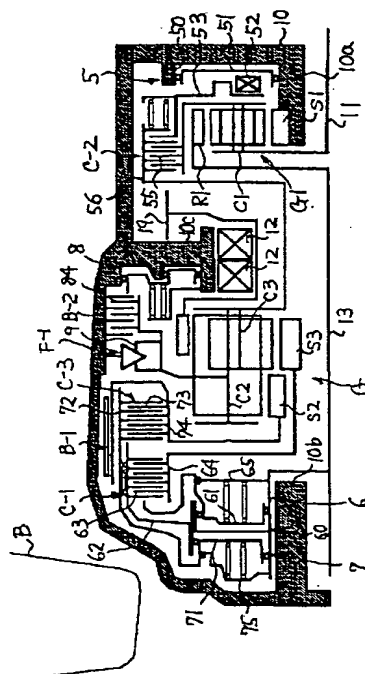
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両用自動変速機

(57) 【要約】

【課題】 6速を達成するギヤ構成の車両用自動変速機において、ギヤノイズを低減しながら軸長を短縮させて車両搭載性を向上させる。

【解決手段】 自動変速機は、変速機構として、入力軸11、4つの変速要素S2、S3、C2 (C3)、R3 (R2)を有するプラネタリギヤセットG、減速プラネタリギヤG1、2つのブレーキB-1、B-2、3つのクラッチC-1、C-2、C-3、カウンタドライブギヤ19を備える。減速プラネタリギヤG1は、ダブルピニオンプラネタリギヤ構成として、そのキャリアC1の後端側を入力軸11に、前端側をクラッチC-2に連結し、リングギヤR1を入力軸11の後方に設けられた中間軸13に連結し、サンギヤS1を変速機ケース10の前端部に固定して変速機構の前端側に配置した。クラッチC-2の摩擦部材55を減速プラネタリギヤG1の外周側、カウンタドライブギヤ19を減速プラネタリギヤG1の後方に配置し、クラッチC-1、C-3を中間軸13を介して減速プラネタリギヤG1のリングギヤR1に連結した。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 変速機構として、入力軸と、4つの変速要素を有するプラネタリギヤセットと、減速プラネタリギヤと、2つのブレーキと、3つのクラッチと、カウンタドライブギヤとが配置された車両用自動変速機であって、

プラネタリギヤセットの第1の変速要素が第1のクラッチにより減速プラネタリギヤを介して入力軸に連結され、第2の変速要素が第3のクラッチにより減速プラネタリギヤを介して入力軸に連結されるときに第1のブレーキにより変速機ケースに係止可能とされ、第3の変速要素が第2のクラッチにより入力軸に連結されるときに第2のブレーキにより変速機ケースに係止可能とされ、第4の変速要素がカウンタドライブギヤに連結されたものにおいて、

減速プラネタリギヤは、ダブルピニオンプラネタリギヤ構成として、そのキャリアの後端側を入力軸に連結されるときに、前端側を第2のクラッチに連結され、リングギヤを入力軸の後方に設けられた中間軸に連結され、サンギヤを変速機ケースの前端部に固定されて変速機構の前端側に配置され、

第2のクラッチの摩擦部材は、減速プラネタリギヤの外周側に配置され、

カウンタドライブギヤは、減速プラネタリギヤの後方に配置され、

第1のクラッチと第3のクラッチは、中間軸を介して減速プラネタリギヤのリングギヤに連結されたことを特徴とする車両用自動変速機。

【請求項2】 前記第2のブレーキは、バンドブレーキ構成とされ、第2のクラッチの外周に配置された、請求項1又は2記載の車両用自動変速機。

【請求項3】 前記プラネタリギヤセットは、カウンタドライブギヤの一方側に配置され、

第1のクラッチの摩擦部材と第3のクラッチの摩擦部材は、プラネタリギヤセットの外周側に配置され、

第1のクラッチと第3のクラッチの油圧サーボが、プラネタリギヤセットの一方側に並べて配置された、請求項1、2又は3記載の車両用自動変速機。

【請求項4】 前記第1のクラッチの摩擦部材と第3のクラッチの摩擦部材の外周側にバンドブレーキ構成の第1のブレーキが配置された、請求項4記載の車両用自動変速機。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、車両に搭載される自動変速機に関し、特に、そのギヤトレインにおける変速機構要素相互の配置に関する。

【0002】

【従来の技術】車両用自動変速機の一形態として、フロントエンジン・フロントドライブ(F F)車又はリヤエ

ンジン・リヤドライブ(R R)車用の横置式の自動変速機がある。こうした形式の自動変速機では、車両の左右ホイールの間にエンジンと自動変速機を直列に並べて搭載する配置となるため、自動変速機の軸長が著しく制限される。そこで、こうした自動変速機のギヤトレインは、主として軸長を延ばす要素となる多数の変速要素をもつプラネタリギヤセットや変速要素を操作するクラッチやブレーキの数を可能な限り少なくした構成のものとしなければならない。

【0003】他方、ドライバビリティの確保のみならず、省エネルギーに不可欠な燃費の向上のために、自動変速機の多段化の要求があり、こうした要求に應えるには、ギヤトレインの変速段数当たりの変速要素数とクラッチやブレーキ数の一層の削減が必要となる。そこで、最小限の変速要素からなるプラネタリギヤセットを用い、それを操作する3つのクラッチと2つのブレーキとで、前進6速・後進1速を達成するギヤトレインが特開平4-219553号公報において提案されている。この提案に係るギヤトレインは、エンジン出力回転と、それを減速した回転とを3つのクラッチを用いて適宜変速機の4つの変速要素からなるプラネタリギヤセットへ2つの速度の異なる入力として入力させ、2つのブレーキで2つの変速要素に係止制御することで多段の6速を達成するものである。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】上記のように、この提案に係るギヤトレイン構成は、変速段数当たりの変速要素数、必要とするクラッチ及びブレーキの数において非常に合理的なものであるが、実用面での問題がないわけではない。一般に、歯の噛合によりトルクを伝達するギヤでは、トルク伝達時のギヤノイズの発生を避け難いため、カウンタドライブギヤのように常時トルクを伝達するギヤは、変速機の後端(本明細書を通じて、動力が入力される側を前として軸上の位置関係を規定する)側への配置を避け、なるべく車両の幅方向の中心寄り、すなわち変速機の前端側に配置することで、エンジン等の遮蔽物によりノイズが車両の外側に漏れにくくする(本明細書を通じて、こうしたノイズの遮蔽をノイズの低減という)のが好ましい。また、特に、上記提案に係るギヤトレインでは、減速用プラネタリギヤが、第1速から第5速までの幅広い速度域においてトルク伝達状態となるため、このギヤノイズに対する格別の対策も必要となる。この点に関して、上記従来の技術では、プラネタリギヤセットの軸方向前端側にまとめてクラッチ及びブレーキを配置し、後端部にカウンタドライブギヤを配したレイアウトを採っている点で上記のノイズの低減上問題がある。

【0005】そこで、減速プラネタリギヤとカウンタドライブギヤを変速機構の前側に配置することが想起される。ところで、最小限の構成要素を用いているとはい

え、上記のようなギヤトレインでは、変速機構の6速化に伴い、部材数が増加し、変速機が大型化する。そこで、ギヤノイズの低減を行うに際して、その対策は、車両への搭載性を損なうような変速機の大型化、特に車両側メンバとの干渉が生じるような全長の増加を伴うものであってはならない。したがって、こうした観点から、上記ノイズ対策、すなわち減速プラネタリギヤとカウンタドライブギヤの変速機構前側への配置は、変速機の軸長の短縮のための変速機構要素の径方向への重合配置と相容れないものであってはならない。

【0006】本発明は、こうした事情に鑑みなされたものであり、ギヤノイズを低減させながら、多段化に伴う軸長の増大を防いで車両搭載性を向上させた車両用自動変速機を提供することを目的とする。

【0007】

【課題を解決するための手段】上記の目的を達成するため、本発明は、変速機構として、入力軸と、4つの変速要素を有するプラネタリギヤセットと、減速プラネタリギヤと、2つのブレーキと、3つのクラッチと、カウンタドライブギヤとが配置された車両用自動変速機であって、プラネタリギヤセットの第1の変速要素が第1のクラッチにより減速プラネタリギヤを介して入力軸に連結され、第2の変速要素が第3のクラッチにより減速プラネタリギヤを介して入力軸に連結されるとともに第1のブレーキにより変速機ケースに係止可能とされ、第3の変速要素が第2のクラッチにより入力軸に連結されるとともに第2のブレーキにより変速機ケースに係止可能とされ、第4の変速要素がカウンタドライブギヤに連結されたものにおいて、減速プラネタリギヤは、ダブルピニオンプラネタリギヤ構成として、そのキャリアの後端側を入力軸に連結されるとともに、前端側を第2のクラッチに連結され、リングギヤを入力軸の後方に設けられた中間軸に連結され、サンギヤを変速機ケースの前端部に固定されて変速機構の前端側に配置され、第2のクラッチの摩擦部材は、減速プラネタリギヤの外周側に配置され、カウンタドライブギヤは、減速プラネタリギヤの後方に配置され、第1のクラッチと第3のクラッチは、中間軸を介して減速プラネタリギヤのリングギヤに連結されたことを構成上の主たる特徴とする。

【0008】そして、更に軸長を短縮する意味で、前記第2のブレーキは、バンドブレーキ構成とされ、第2のクラッチの外周に配置された構成とするのが有効である。

【0009】また、特に変速機後端部をコンパクト化する意味で、前記プラネタリギヤセットは、カウンタドライブギヤの一方側に配置され、第1のクラッチの摩擦部材と第3のクラッチの摩擦部材は、プラネタリギヤセットの外周側に配置され、第1のクラッチと第3のクラッチの油圧サーボが、プラネタリギヤセットの一方側に並べて配置された構成を採るのが有効である。

【0010】更に、総合的なコンパクト化を図る意味で、前記第1のクラッチの摩擦部材と第3のクラッチの摩擦部材の外周側にバンドブレーキ構成の第1のブレーキが配置された構成とするのが有効である。

【0011】

【発明の作用及び効果】上記請求項1記載の構成では、減速プラネタリギヤとカウンタドライブギヤを変速機構の前端側、すなわち、車両の中央に近づけて配置したので、ギヤノイズの低減が可能となる。そして、減速プラネタリギヤをダブルピニオンギヤ構成とし、入力軸からの回転をキャリアを通して第2のクラッチに伝達するようにして、減速プラネタリギヤの外周に第2のクラッチの摩擦部材の配置を可能にしたので、部材の重合配置により、全長短縮が可能となる。この際に、第2のクラッチは、減速トルクが伝達されない比較的小容量のクラッチであるので、径方向寸法は比較的小さくて済み、前端部において、デフリングギヤなどとの干渉を防止することができる。また、第2のクラッチと減速プラネタリギヤの前端配置に伴い、入力回転を伝達する必要のある部材は、これらクラッチとギヤより後ろ側にはなくなるため、入力軸をこれらの配置位置で終端させ、別途中間軸を設けて減速プラネタリギヤからの減速回転を後方に伝達するようにして、不要な多重軸構造を避けているので、径方向寸法の増大を抑えながらの各部材の重合配置に有利な構成とすることができる。

【0012】そして、請求項2記載の構成では、第2のブレーキをバンドブレーキ構成とすることにより、径方向寸法の増大を最小限に抑えながら、更なる重合配置により全長の短縮を図ることができる。

【0013】更に、請求項3記載の構成では、後端部の径方向のコンパクト化を可能にしながら、全体として、コンパクトにレイアウトした構成を実現できる。

【0014】また、請求項4記載の構成では、第1及び第3のクラッチの摩擦部材の外周に、軸方向に長く、径方向にコンパクトなバンドブレーキを配置することにより、スペースを無駄なく利用でき、径方向にコンパクトな構成にすることができ、軽量化することができる。更に、バルブボディを自動変速機前方に搭載した際には、ラジエターファンなどの補機との干渉が避けられるとともに、クラッシュブルゾーンを確保できる。また、下方に搭載した際には、最低地上高をより大きく確保できる。

【0015】

【発明の実施の形態】以下、図面に沿い、本発明の実施形態を説明する。図1は本発明を具体化した車両用自動変速機の第1実施形態のギヤトレインを、軸間を共通平面内に展開してスケルトンで示す。また、図2は上記自動変速機を端面からみて実際の軸位置関係を示す。この自動変速機は、互いに並行する主軸X、カウンタ軸Y、デフ軸Zの各軸上に各要素が配設された3軸構成とされ

ている。そして、変速機構として、入力軸11と、4つの変速要素を有するプラネタリギヤセットGと、減速プラネタリギヤG1と、2つのブレーキB-1、B-2と、3つのクラッチC-1、C-2、C-3と、カウンタドライブギヤ19とが主軸X上に配置されている。

【0016】この自動変速機では、プラネタリギヤセットGの第1の変速要素S3が第1のクラッチC-1により減速プラネタリギヤG1を介して入力軸11に連結され、第2の変速要素S2が第3のクラッチC-3により減速プラネタリギヤG1を介して入力軸11に連結されるとともに第1のブレーキB-1により変速機ケースに10係止可能とされ、第3の変速要素C2(C3)が第2のクラッチC-2により入力軸11に連結されるとともに第2のブレーキB-2により変速機ケースに10係止可能とされ、第4の変速要素R2(R3)が主軸X上の出力要素としてのカウンタドライブギヤ19に連結されている。なお、図に示すギヤトレインでは、ブレーキB-2に並列させてワンウェイクラッチF-1を配しているが、これは、後に詳記する1→2変速時のブレーキB-2とブレーキB-1の組み替えのための複雑な油圧制御を避け、ブレーキB-2の解放制御を単純化すべく、ブレーキB-1の係合に伴って自ずと係合力を解放するワンウェイクラッチF-1を用いたものであり、ブレーキB-2と同等のものである。

【0017】以下、この実施形態のギヤトレインを更に詳細に説明する。主軸X上には、図示しないエンジンの回転を入力軸11に伝達するロックアップクラッチ付のトルクコンバータ4が配置されている。カウンタ軸Y上には、カンタギヤ2が配置されている。カンタギヤ2は、カウンタ軸20に固定され、カウンタドライブギヤ19に噛合する大径のカンタドリブンギヤ21と、同じくカウンタ軸20に固定され、デフリングギヤ31に噛合する小径のデフドライブピニオンギヤ22とが配設されており、これらにより主軸X側からの出力を減速するとともに、反転させてディファレンシャル装置3に伝達する機能を果たす。デフ軸Z上には、ディファレンシャル装置3が配設されている。ディファレンシャル装置3は、デフリングギヤ31に固定してデフケース32が設けられ、その中に配置された差動歯車の差動回転が左右軸30に出力され、最終的なホイール駆動力とされる構成が採られている。

【0018】プラネタリギヤセットGは、大小径の異なる一對のサンギヤS2、S3と、互いに噛合して一方が大径のサンギヤS2に噛合するとともにリングギヤR2(R3)に噛合し、他方が小径のサンギヤS3に噛合する一對のピニオンギヤP2、P3を支持するキャリアC2、C3からなるラビニヨ式のギヤセットで構成されている。そして、この形態では、小径のサンギヤS3が第1の変速要素、大径のサンギヤS2が第2の変速要素、キャリアC2、C3が第3の変速要素とされ、リングギ

ヤR2(R3)が第4の変速要素とされている。

【0019】減速プラネタリギヤG1は、そのサンギヤS1を反力要素として変速機ケース10に固定され、キャリアC1を入力要素として入力軸11に連結され、リングギヤR1を出力要素として第1のクラッチC-1及び第3のクラッチC-3を介してプラネタリギヤセットGに連結されている。プラネタリギヤセットGの第1の変速要素すなわち小径のサンギヤS3は、第1のクラッチC-1に連結され、第2の変速要素すなわち大径のサンギヤS2は、第3のクラッチC-3に連結されるとともに、バンドブレーキで構成される第1のブレーキB-1により自動変速機ケース10に係止可能とされている。また、第3の変速要素であるキャリアC2(C3)は、第2のクラッチC-2を介して入力軸11に連結され、かつ、第2のブレーキB-2により変速機ケース10に係止可能とされるとともに、ワンウェイクラッチF-1により変速機ケース10に一方方向回転係止可能とされている。そして、第4の変速要素すなわちリングギヤR2(R3)がカウンタドライブギヤ19に連結されている。

【0020】こうした構成からなる自動変速機は、図示しない電子制御装置と油圧制御装置とによる制御で、運転者により選択されたレンジに応じた変速段の範囲で車両負荷と車速に基づき、変速を行う。図3は各クラッチ及びブレーキの係合及び解放(○印で係合、無印で解放を表す)で達成される変速段を図表化して示す。また、図4は各クラッチ及びブレーキの係合(●印でそれらの係合を表す)により達成される変速段と、そのときの各変速要素の回転数比との関係を速度線図で示す。

【0021】両図を併せ参照してわかるように、第1速(1ST)は、クラッチC-1とブレーキB-2の係合(本形態において、作動表を参照してわかるように、このブレーキB-2の係合に代えてワンウェイクラッチF-1の自動係合が用いられているが、この係合を用いている理由及びこの係合がブレーキB-2の係合に相当する理由については後に詳述する。)により達成される。この場合、入力軸11から減速プラネタリギヤG1を経て減速された回転がクラッチC-1経由で小径サンギヤS3に入力され、ワンウェイクラッチF-1の係合により係止されたキャリアC3に反力を取って、リングギヤR3の最大減速比の減速回転がカウンタドライブギヤ19に出力される。

【0022】次に、第2速(2ND)は、クラッチC-1とブレーキB-1の係合により達成される。この場合、入力軸11から減速プラネタリギヤG1を経て減速された回転がクラッチC-1経由で小径サンギヤS3に入力され、ブレーキB-1の係合により係止された大径サンギヤS2に反力を取って、リングギヤR2(R3)の減速回転がカウンタドライブギヤ19に出力される。このときの減速比は、図4にみるように、第1速(1S

T)より小さくなる。

【0023】また、第3速(3RD)は、クラッチC-1とクラッチC-3の同時係合により達成される。この場合、入力軸11から減速プラネタリギヤG1を経て減速された回転がクラッチC-1とクラッチC-3経由で同時に大径サンギヤS2と小径サンギヤS3に入力され、プラネタリギヤセットGが直結状態となるため、両サンギヤへの入力回転と同じリングギヤR2(R3)の回転が、入力軸11の回転に対しては減速された回転として、カウンタドライブギヤ19に出力される。

【0024】更に、第4速(4TH)は、クラッチC-1とクラッチC-2の同時係合により達成される。この場合、一方で入力軸11から減速プラネタリギヤG1を経て減速された回転がクラッチC-1経由でサンギヤS3に入力され、他方で入力軸11からクラッチクラッチC-2経由で入力された非減速回転がキャリアC3に入力され、2つの入力回転の中間の回転が、入力軸11の回転に対しては僅かに減速されたリングギヤR3の回転としてカウンタドライブギヤ19に出力される。

【0025】次に、第5速(5TH)は、クラッチC-2とクラッチC-3の同時係合により達成される。この場合、一方で入力軸11から減速プラネタリギヤG1を経て減速された回転がクラッチC-3経由でサンギヤS2に入力され、他方で入力軸11からクラッチクラッチC-2経由で入力された非減速回転がキャリアC2に入力され、リングギヤR2の入力軸11の回転より僅かに増速された回転がカウンタドライブギヤ19に出力される。

【0026】そして、第6速(6TH)は、クラッチC-2とブレーキB-1の係合により達成される。この場合、入力軸11からクラッチクラッチC-2経由で非減速回転がキャリアC2にのみ入力され、ブレーキB-1の係合により係止されたサンギヤS2に反力を取るリングギヤR2の更に増速された回転がカウンタドライブギヤ19に出力される。

【0027】なお、後進(REV)は、クラッチC-3とブレーキB-2の係合により達成される。この場合、入力軸11から減速プラネタリギヤG1を経て減速された回転がクラッチC-3経由でサンギヤS2に入力され、ブレーキB-2の係合により係止されたキャリアC2に反力を取るリングギヤR2の逆転がカウンタドライブギヤ19に出力される。

【0028】ここで、先に触れたワンウェイクラッチF-1とブレーキB-2との関係について説明する。上記の第1速と第2速時の両ブレーキB-1、B-2の係合・解放関係にみるように、これら両ブレーキは、両変速段階でのアップダウンシフト時に、一方の解放と同時に他方の係合が行われる、いわゆる組み替えされる摩擦要素となる。こうした摩擦要素の組み替えは、それら进行操作する油圧サーボの係合圧と解放圧の精密な同時制御を

必要とし、こうした制御を行うには、そのためのコントロールバルブの付加や油圧回路の複雑化等を招くことになる。そこで、本形態では、第1速と第2速とで、キャリアC2(C3)にかかる反力トルクが逆転するのを利用して、ワンウェイクラッチF-1の係合方向を第1速時の反力トルク支持方向に合わせた設定とすることで、ワンウェイクラッチF-1に実質上ブレーキB-2の係合同等の機能を発揮させて、第1速時のブレーキB-2の係合に代えて(ただし、ホイール駆動の車両コースト状態ではキャリアC2(C3)にかかる反力トルクが逆転するので、エンジンブレーキ効果を得るためには、図3に括弧付きの○印で示すようにブレーキB-2の係合を必要とする)、キャリアC2(C3)の係止を行っているわけである。したがって、変速段を達成する上では、ワンウェイクラッチを設けることなく、ブレーキB-2の係合により第1速を達成する構成を採ることもできる。

【0029】このようにして達成される各変速段は、図4の速度線図上で、リングギヤR2、R3の速度比を示す○印の上下方向の間隔を参照して定性的にわかるように、各変速段に対して比較的等間隔の良好な速度ステップとなる。この関係を具体的に数値を設定して、定量的に表すと、図3に示すギヤ比となる。この場合のギヤ比は、減速プラネタリギヤG1のサンギヤS1とリングギヤR1の歯数比 $\lambda_1 = 0.333$ 、プラネタリギヤセットGの大径サンギヤ側のサンギヤS2とリングギヤR2(R3)の歯数比 $\lambda_2 = 0.436$ 、小径サンギヤ側のサンギヤS3とリングギヤR3の歯数比 $\lambda_3 = 0.359$ に設定すると、入出力ギヤ比とステップは、図3に示すようになり、ギヤ比幅は6.000となる。

【0030】次に、図5は自動変速機の構成を更に具体化した模式的断面で示す。先にスケルトンを参照して説明した各構成要素については、同じ参照符号を付して説明に代えるが、スケルトンから参照し得ない細部について、ここで説明する。本発明の特徴に従い、減速プラネタリギヤG1は、互いに噛合して一方がサンギヤS1に噛合し、他方がリングギヤR1に噛合する一対のビニオンギヤP1、P1'を支持するキャリアC1からなるダブルビニオンプラネタリギヤ構成として、そのキャリアC1の後端側を入力軸11に連結されるとともに、前端側を第2のクラッチC-2に連結され、リングギヤR1を入力軸11の後方に設けられた中間軸13に連結され、このようにして前側が開放されたサンギヤS1を変速機ケース10の前端部から後方に延びるボス部10aに固定されて、変速機構の前端側に配置されている。そして、第2のクラッチC-2の摩擦部材55は、減速プラネタリギヤG1の外周側に配置されている。また、カウンタドライブギヤ19は、減速プラネタリギヤG1の後方に配置されている。更に、第1のクラッチC-1と第3のクラッチC-3は、中間軸13を介して減速プラ

ネタリギヤG1のリングギヤR1に連結されている。

【0031】プラネタリギヤセットGは、カウンタドライブギヤ19の一方側に配置され、第1のクラッチC-1と第3のクラッチC-3の油圧サーボ6、7が、プラネタリギヤセットGの一方側に並べて配置され、第1のクラッチC-1と第3のクラッチC-3の摩擦部材63、73は、油圧サーボ6の外周側からプラネタリギヤセットGの外周側にかけて配置されている。更に、第1のクラッチC-1と第3のクラッチC-3の摩擦部材63、73の外周側にバンドブレーキ構成の第1のブレーキB-1が配置されている。このように2つのクラッチC-1、C-3を軸方向に並べて配置することにより、両クラッチをほぼ同じ容量としている。また、並んで配置され、同等の外径を有するこれらクラッチの外周に、軸方向に長く、径方向にコンパクトなバンドブレーキを配置することにより、自動変速機においてディファレンシャル装置3や車両側メンバーBとの干渉がないため径方向寸法の制約が比較的ゆるやかな変速機中間部分のスペースを無駄なく利用した軸方向寸法の短縮が図られている。

【0032】この形態における第1のクラッチC-1の油圧サーボ6と第3のクラッチC-3の油圧サーボ7は、減速プラネタリギヤG1のキャリアC1に連なる中間軸13に連結されたトルク伝達部材60をそれぞれの油圧サーボシリンダとして構成されている。具体的には、トルク伝達部材60は、その前端側を中間軸13に連結され、変速機ケース10の後端から前方に延びるボス部10bに支持された第1の筒状部60aと、第1の筒状部60aの軸方向はほぼ中央部から外径方向に延び、所定の径のところで前後方への折り曲げにより筒状とされた第2の筒状部60bと、そこから第1のクラッチC-1と第3のクラッチC-3に向けて延びるドラム部62とからなり、両筒状部60aと外径方向に延びる部分により、それぞれ、第1のクラッチC-1と第3のクラッチC-3の油圧サーボシリンダが背中合わせに構成されている。

【0033】これら両シリンダには、両油圧サーボ6、7のピストン61、71が嵌挿されている。したがって、油圧サーボ6は、トルク伝達部材60と一体のドラム部62側をシリンダとし、それにピストン61が嵌挿された通常のサーボ形式を採るのに対して、油圧サーボ7は、トルク伝達部材60と一体のドラム部62側を軸方向に不動のピストンとし、ピストン71から延びるドラム部72を軸方向に可動のシリンダとする通常とは逆構成のサーボ形式とされている。このサーボ形式の関係から、クラッチC-1の摩擦部材(ディスクとセパレータプレート)からなる。他のクラッチについて同じ)63の外周を支持するドラム部62の外側に被さるクラッチC-3のドラム部72が、クラッチC-1のドラム部62とのスプライン係合により共回りする構成とされ、こ

のドラム部72に摩擦部材73の外周が支持されている。この配置により、トルク伝達部材60に入る減速回転は、常時クラッチC-1のドラム部62とクラッチC-3のドラム部72に伝達される。したがって、油圧サーボ6の作動でピストン61がシリンダから押し出されたときに、軸方向に不動のドラム部62とピストン61との間で摩擦部材63が挟持されて、減速回転がハブ64を経てサンギヤS3へ伝達される。一方、油圧サーボ7の作動でピストン71がドラム部62に対して押し戻されたときに、ドラム部72と軸方向に不動のドラム部62との間で摩擦部材73が挟持されて、減速回転がハブ74を経てサンギヤS2へ伝達される。なお、図5において、符号65は油圧サーボ6の遠心油圧を相殺するキャンセルプレート、同じく符号75は油圧サーボ7の遠心油圧を相殺するキャンセルプレートを示す。

【0034】また、第2のクラッチC-2の油圧サーボ構造に関して、この形態では、クラッチC-2を操作する油圧サーボ5を、変速機ケース10の前端部にシリンダとピストンとを内蔵させた静止シリンダ型の油圧サーボとされている。詳しくは、シリンダ50は、変速機ケース10に環状溝として形成されており、その内部に、同じく環状のピストン51が軸方向摺動自在に嵌合された構成とされている。そして、このピストン51は、スラストベアリング52を介してプレッシャプレート53を押圧する構成とされ、プラネタリギヤセットGのキャリアC2、C3に連結したドラム56との間でクラッチ摩擦部材55を挟持して、キャリアC1に連結されたハブからの入力回転をドラム56を介してキャリアC2、C3に入力することになる。

【0035】そして、カウンタドライブギヤ19の支持に関しては、この形態では、カウンタドライブギヤ19のハブの軸方向延長部外周が、ベアリング12を介して第2のブレーキB-2の油圧サーボシリンダを兼ねるケース10のサポート10cの内周に支持されている。

【0036】なお、この形態では、ブレーキB-2は多板構成の摩擦部材84を、サポート10cに内蔵された油圧サーボ8で係合させる構成とされ、摩擦部材84に隣接させて配置されたワンウェイクラッチF-1のインナレース9を介してキャリアC2に連結されている。これらブレーキB-2とワンウェイクラッチF-1は、プラネタリギヤセットGの外周側に配置されている。

【0037】かくして、この実施形態では、減速プラネタリギヤG1とカウンタドライブギヤ19を変速機構の前端側、すなわち、車両の中央に近づけて配置したので、ギヤノイズの低減が可能となる。そして、減速プラネタリギヤG1をダブルピニオンギヤ構成とし、入力軸11からの回転をキャリアC1を通して第2のクラッチC-2に伝達するようにして、減速プラネタリギヤG1の外周に第2のクラッチC-2の摩擦部材55を配置したことで、部材の重合配置により、全長が短縮されてい

る。この場合の第2のクラッチC-2は、減速トルクが伝達されない比較的小容量のクラッチであるため、径方向寸法は比較的小さくて済み、前端部において、デフリングギヤ31などとの干渉が防止されている。また、第2のクラッチC-2と減速プラネタリギヤG1の前端配置に伴い、入力回転を伝達する必要のある部材は、これらクラッチとギヤより後ろ側にはなくなるため、入力軸11をこれらの配置位置で終端させ、別途中間軸13を設けて減速プラネタリギヤG1からの減速回転を後方に伝達するようにして、不要な多重軸構造を避けているので、プラネタリギヤセットG外周側への第3のクラッチの摩擦部材73、第1のブレーキの摩擦部材84、ワンウェイクラッチF-1及び第2のブレーキの重合配置にも拘わらず径方向寸法の増大が抑えられているのである。

【0038】更に、後端部に油圧サーボ6、7を配置することで、後端部の径方向のコンパクト化を可能にしながら、全体として、コンパクトにレイアウトした構成を実現している。また、第1及び第3のクラッチC-1、C-3の摩擦部材63、73の外周に、軸方向に長く、径方向にコンパクトなバンドブレーキB-1を配置することにより、スペースを無駄なく利用でき、径方向にコンパクトな構成としている。

【0039】ところで、前記第1実施形態では、プラネタリギヤセットGをラビニヨ式としたが、比較的良好なギヤ比とステップを取りうるギヤセットGは、これに限るものではない。そこで、プラネタリギヤセットGを他の形式のものに変更した実施形態について、次に説明する。

【0040】図6は第1実施形態に対してプラネタリギヤセットGの部分だけを一部変更した第2実施形態を示す。この形態では、プラネタリギヤセットGは、シンプルプラネタリギヤG2と、互いに噛合する一対のピニオンギヤP3、P3'の一方がサンギヤS3に噛合し、他方がリングギヤR3に噛合するダブルピニオン式のプラネタリギヤG3とを組み合わせた構成とされている。このプラネタリギヤセットGの場合、第1のクラッチC-1が2つのサンギヤS2、S3に連結され、第3のクラッチC-3がシンプルプラネタリギヤG2のリングギヤR2に連結され、第2のクラッチC-2がキャリアC2とキャリアC3に連結され、リングギヤR3がカウンタドライブギヤ19に連結されている。そして、ブレーキB-1はシンプルプラネタリギヤG2のリングギヤR2に係止するものとされ、ブレーキB-2とワンウェイクラッチF-1は双方のキャリアC2とキャリアC3に係止するものとされる。したがってこの形態では、両サンギヤS2、S3が第1の変速要素、リングギヤR2が第2の変速要素、キャリアC2、C3が第3の変速要素とされ、リングギヤR3が第4の変速要素とされている。こうした場合、例えば下記の表1に示すようなギヤ比と

ステップが得られる。

【表1】

	ギヤ比	ステップ
REV	2.864	1.78 1.69 1.33 1.32 1.30
1ST	4.500	
2ND	2.531	
3RD	1.500	
4TH	1.125	
5TH	0.851	
6TH	0.656	

ちなみに、この場合の減速プラネタリギヤG1の歯数比 $\lambda 1=0.333$ 、大径リングギヤ側の歯数比 $\lambda 2=0.636$ 、小径リングギヤ側の歯数比 $\lambda 3=0.333$ であり、ギヤ比幅は6.857となる。

【0041】次に、図7は第2実施形態に対してプラネタリギヤセットGのシンプルプラネタリギヤとダブルプラネタリギヤの位置関係を逆転させた第3実施形態を示す。この形態では、第1のクラッチC-1がダブルプラネタリギヤG2側の小径のサンギヤS2に連結され、第3のクラッチC-3がダブルプラネタリギヤG2のキャリアC2とシンプルプラネタリギヤG3の大径のサンギヤS3に連結され、第2のクラッチC-2がシンプルプラネタリギヤG3のキャリアC3とダブルプラネタリギヤG2のリングギヤR2に連結され、シンプルプラネタリギヤG3のリングギヤR3がカウンタドライブギヤ19に連結されている。そして、ブレーキB-1はキャリアC2と大径のサンギヤS3に係止するものとされ、ブレーキB-2とワンウェイクラッチF-1はリングギヤR2とキャリアC3に係止するものとされる。したがってこの形態では、小径のサンギヤS2が第1の変速要素、キャリアC2と大径のサンギヤS3が第2の変速要素、リングギヤR2とキャリアC3が第3の変速要素とされ、リングギヤR3が第4の変速要素とされている。こうした場合、例えば下記の表2に示すようなギヤ比とステップが得られる。

【表2】



	ギヤ比	ステップ
REV	3. 375	1. 80 1. 55 1. 32 1. 31 1. 26
1ST	4. 169	
2ND	2. 321	
3RD	1. 500	
4TH	1. 136	
5TH	0. 871	
6TH	0. 692	

ちなみに、この場合の減速プラネタリギヤG1の歯数比 $\lambda 1=0.333$ 、ダブルプラネタリギヤG2の歯数比 $\lambda 2=0.447$ 、シンブルプラネタリギヤG3の歯数比 $\lambda 3=0.444$ であり、ギヤ比幅は6.022となる。

【0042】次に、図8はプラネタリギヤセットGを2つのダブルプラネタリギヤG2、G3で構成した第4実施形態を示す。この形態では、第1のクラッチC-1がサンギヤS3とキャリアC2に連結され、第3のクラッチC-3がサンギヤS2に連結され、第2のクラッチC-2がキャリアC3とリングギヤR2に連結され、リングギヤR3がカウンタドライブギヤ19に連結されている。そして、ブレーキB-1はサンギヤS2を係止するものとされ、ブレーキB-2とワンウェイクラッチF-1はリングギヤR2とキャリアC3を係止するものとされる。したがってこの形態では、小径のサンギヤS3とキャリアC2が第1の変速要素、大径のサンギヤS2が第2の変速要素、リングギヤR2とキャリアC3が第3の変速要素とされ、リングギヤR3が第4の変速要素とされている。こうした場合、例えば下記の表3に示すようなギヤ比とステップが得られる。

【表3】

	ギヤ比	ステップ
REV	3. 600	1. 89 1. 59 1. 33 1. 28 1. 24
1ST	4. 500	
2ND	2. 382	
3RD	1. 500	
4TH	1. 125	
5TH	0. 878	
6TH	0. 706	

ちなみに、この場合の減速プラネタリギヤG1の歯数比 $\lambda 1=0.333$ 、プラネタリギヤG2の歯数比 $\lambda 2=0.556$ 、プラネタリギヤG3の歯数比 $\lambda 3=0.333$ であり、ギヤ比幅は6.375となる。

【0043】次に、図9は第4実施形態に対して連結関係のみを変更した第5実施形態を示す。この形態では、第1のクラッチC-1が両サンギヤS2、S3に連結され、第3のクラッチC-3がキャリアC2に連結され、第2のクラッチC-2がキャリアC3とリングギヤR2に連結され、リングギヤR3がカウンタドライブギヤ19に連結されている。そして、ブレーキB-1はキャリアC2を係止するものとされ、ブレーキB-2とワンウェイクラッチF-1はリングギヤR2とキャリアC3を係止するものとされる。この形態では、大径及び小径の両サンギヤS2、S3が第1の変速要素、キャリアC2が第2の変速要素、リングギヤR2とキャリアC3が第3の変速要素とされ、リングギヤR3が第4の変速要素とされている。こうした場合は、例えば下記の表4に示すようなギヤ比とステップが得られる。

【表4】

	ギヤ比	ステップ
REV	3. 323	1. 79 1. 55 1. 32 1. 31 1. 26
1ST	4. 154	
2ND	2. 325	
3RD	1. 500	
4TH	1. 137	
5TH	0. 869	
6TH	0. 689	

ちなみに、この場合の減速プラネタリギヤG1の歯数比 $\lambda 1 = 0.333$ 、プラネタリギヤG2の歯数比 $\lambda 2 = 0.444$ 、プラネタリギヤG3の歯数比 $\lambda 3 = 0.361$ であり、ギヤ比幅は6.029となる。

【0044】以上の各実施形態（以下の説明において、これらを総称して第1群の実施形態という）は、第1実施形態を基本として、プラネタリギヤセットGを変更したものであるが、次に、第2のブレーキB-2の配置を変更した実施形態を挙げて説明する。

【0045】図10及び図11にスケルトンと模式化した断面で示す第6実施形態では、第2のブレーキB-2は、バンドブレーキ構成とされ、第2のクラッチC-2のの外周に配置されている。この形態では、第2のブレーキのバンドブレーキ化に伴い、第1群の実施形態に対して、カンタドライブギヤ19の支持構造と、第1及び第3のクラッチC-1、C-3並びにワンウェイクラッチF-1の配設位置が変更されているので、この関連の部分のみ説明する。

【0046】先ず、第2のブレーキB-2は、デフリングギヤ31と同様の軸方向位置にある第2のクラッチC-2の外周にバンドブレーキとして配置されている。こうした第2のクラッチC-2とバンドブレーキB-2の径方向への重畳配置は、デフリングギヤ31との干渉を生じる径方向寸法の増大を避けながらクラッチとブレーキを同じ軸方向位置に配置するのに有効な方法である。

【0047】そして、第1群の実施形態において多板構成の摩擦部材が占めていた空きスペースを利用して、第1及び第2のクラッチC-1、C-3並びにワンウェイクラッチF-1を全体に前方に寄せて、実質上プラネタリギヤセットGの外周側に配置している。こうした配置は、油圧サーボ配設部の外周部を小径化することに役立つため、車両側メンバーとの干渉を避ける点では、第1群の実施形態より有利な配置となる。

【0048】この形態における第1のクラッチC-1の油圧サーボ6と第3のクラッチC-3の油圧サーボ7についても、減速プラネタリギヤG1のキャリアC1に連なる中間軸13に連結されたトルク伝達部材60をそれぞれの油圧サーボシリンダとして構成されているが、トルク伝達部材60とピストン71との関係が第1群の実施形態とは若干相違している。具体的には、トルク伝達部材60の前後方への折り曲げによる第2の筒状部は形成されておらず、トルク伝達部材60は所定の径のところから第1のクラッチC-1と第3のクラッチC-3に向けて延びるドラム部62に連なるものとされ、ピストン71がドラム部62に被さる構成とされている。

【0049】また、この実施形態では、カンタドライブギヤ19の支持構造に関して、ケース10のサポート10cの内周側を軸方向後方に延長したボス部を形成し、その外周にベアリング12を介してカウンタドライブギヤ19の内周を支持する構成が採られている。この構成の利点は、カウンタドライブギヤ19の同ドリブンギヤ21との啮合部の内周側を軸方向のオフセットなく支持することで、ベアリング12にかかるモーメント力による負荷を軽減することができるため、負荷容量の小さなベアリングとすることができる点にある。

【0050】この配置を採る自動変速機では、第2のブレーキB-2をバンドブレーキ構成とすることにより、径方向寸法の増大を最小限に抑えながら、第2のクラッチC-2との重畳配置により全長の短縮が図られている。

【0051】このギヤトレイン構成のものについても、第1群の実施形態で挙げたような、プラネタリギヤの構成の変更と、その変速要素とクラッチ及びブレーキとの連結関係の変更は可能である。

【0052】図12は第6実施形態に対してプラネタリギヤセットGの部分だけを一部変更した第7実施形態を示す。この形態では、プラネタリギヤセットGの構成と、その各変速要素と各クラッチ及びブレーキとの連結関係は、前記第2実施形態と同様であり、それにより得られるギヤ比とステップについても、同様の歯数比の設定により同様となるので、これらの点については、第2実施形態の説明の参照を以て説明に代える。

【0053】次に、図13は前記第3実施形態と同様のプラネタリギヤセットGの構成と、その各変速要素と各クラッチ及びブレーキとの連結関係を用いた第8実施形態を示す。したがって、この場合についても、得られるギヤ比とステップは、第3実施形態の場合と同様の歯数比の設定により同様となるので、これらの点については、第3実施形態の説明の参照を以て説明に代える。

【0054】更に、図14は前記第4実施形態と同様のプラネタリギヤセットGの構成と、その各変速要素と各クラッチ及びブレーキとの連結関係を用いた第9実施形態を示す。この場合についても、得られるギヤ比とステ

ップは、第4実施形態の場合と同様の歯数比の設定により同様となるので、これらの点については、第4実施形態の説明の参照を以て説明に代える。

【0055】また、図15は前記第5実施形態と同様のプラネタリギヤセットGの構成と、その各変速要素と各クラッチ及びブレーキとの連結関係を用いた第10実施形態を示す。この場合についても、上記と同様となるので、第5実施形態の説明の参照を以て説明に代える。

【0056】以上、本発明を構成要素の形式及び配置並びに連結関係を変更した実施形態を挙げて詳説したが、これらは、比較的良好なギヤ比ステップが得られるものに絞って例示したものであって、本発明は、これら実施形態に限定されるものではなく、特許請求の範囲の個々の請求項に記載の事項の範囲内で種々に具体的な構成を変更して実施することができるものである。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明を適用した車両用自動変速機の第1実施形態のギヤトレインを展開して示すスケルトン図である。

【図2】上記ギヤトレインの実際の3軸位置関係を示す軸方向端面図である。

【図3】上記ギヤトレインの作動及び達成されるギヤ比並びにギヤ比ステップを示す図表である。

【図4】上記ギヤトレインの速度線図である。

【図5】上記ギヤトレインの主軸部分のみを模式化した断面図である。

【図6】上記ギヤトレインのプラネタリギヤセットを変更した第2実施形態の主軸部分の模式化断面図である。

【図7】同様にプラネタリギヤセットを他の形態に変更した第3実施形態の主軸部分の模式化断面図である。

【図8】同様にプラネタリギヤセットを更に他の形態に変更した第4実施形態の主軸部分の模式化断面図である。

【図9】同様にプラネタリギヤセットを更に他の形態に変更した第5実施形態の主軸部分の模式化断面図である。

る。

【図10】上記ギヤトレインの第2のブレーキの形式と配置を変更した第6実施形態のギヤトレインを展開して示すスケルトン図である。

【図11】上記第6実施形態のギヤトレインの主軸部分の模式化断面図である。

【図12】上記ギヤトレインのプラネタリギヤセットを変更した第7実施形態の主軸部分の模式化断面図である。

【図13】同様にプラネタリギヤセットを更に変更した第8実施形態の主軸部分の模式化断面図である。

【図14】同様にプラネタリギヤセットを更に変更した第9実施形態の主軸部分の模式化断面図である。

【図15】同様にプラネタリギヤセットを更に変更した第10実施形態の主軸部分の模式化断面図である。

【符号の説明】

G プラネタリギヤセット

G1 ダブルピニオンプラネタリギヤ（減速プラネタリギヤ）

S2, S3 サンギヤ（変速要素）

C2, C3 キャリア（変速要素）

R2, R3 リングギヤ（変速要素）

S1 サンギヤ

C1 キャリア

R1 リングギヤ

B-1 第1のブレーキ

B-2 第2のブレーキ

C-1 第1のクラッチ

C-2 第2のクラッチ

C-3 第3のクラッチ

6, 7 油圧サーボ

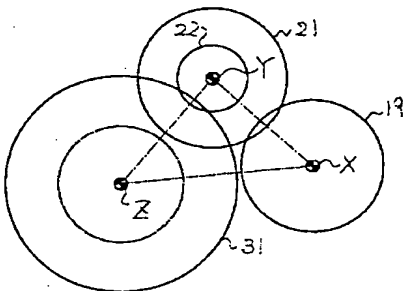
10 変速機ケース

11 入力軸

13 中間軸

19 カウンタドライブギヤ

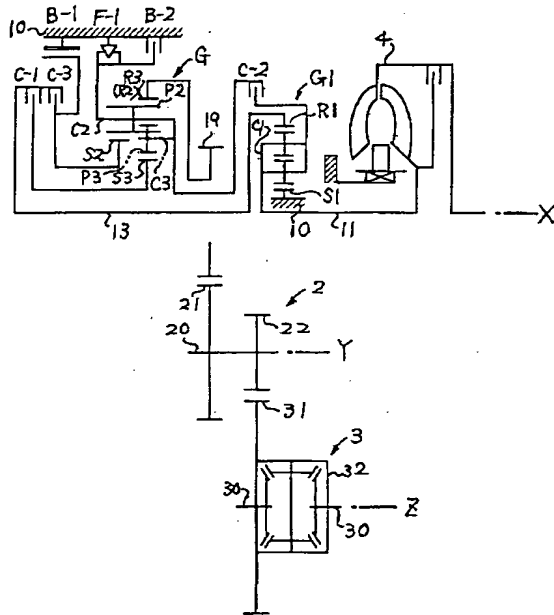
【図2】



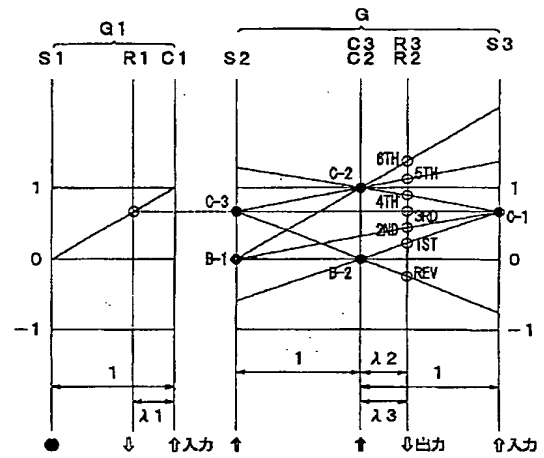
【図3】

	C-1	C-2	C-3	B-1	B-2	F-1	ギヤ比	ステップ
P								
REV			○		○		3.441	
N								
1ST	○				(○)	○	4.179	) 1.81
2ND	○			○			2.313	
3RD	○		○				1.500	) 1.54
4TH	○	○					1.136	
5TH		○	○				0.873	) 1.30
6TH		○		○			0.686	

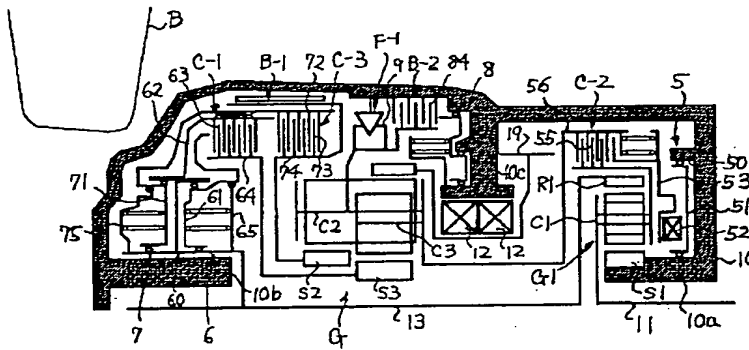
【図1】



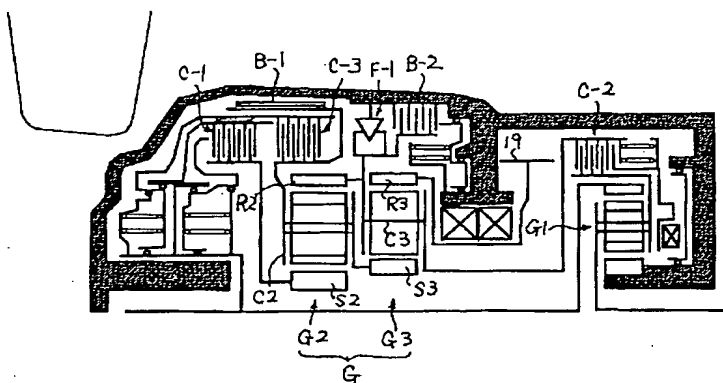
【図4】



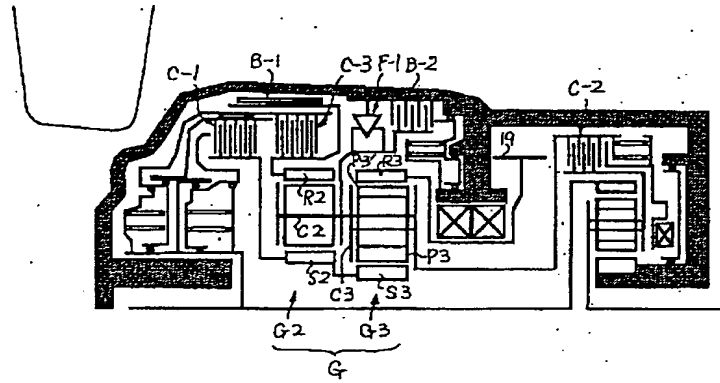
【図5】



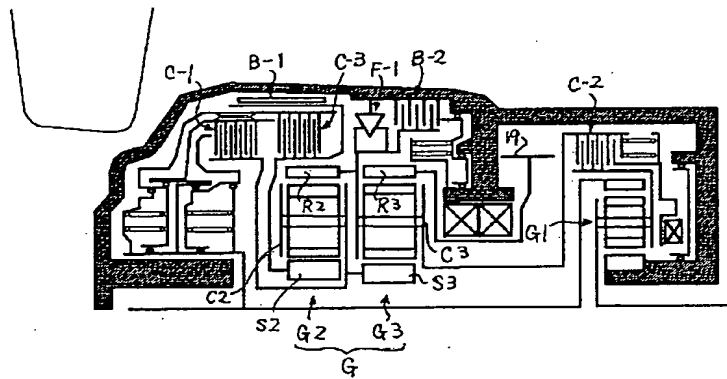
【図7】



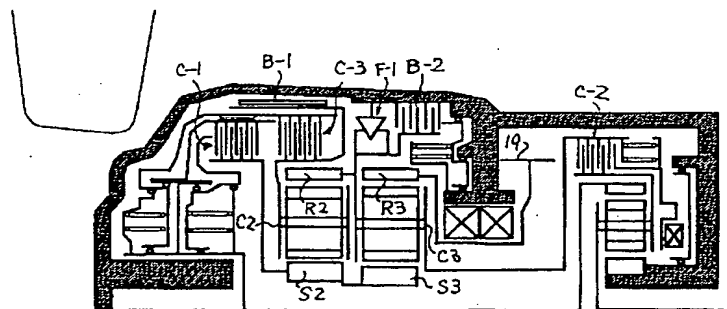
【図6】



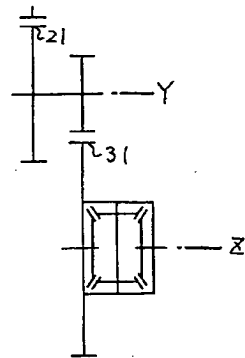
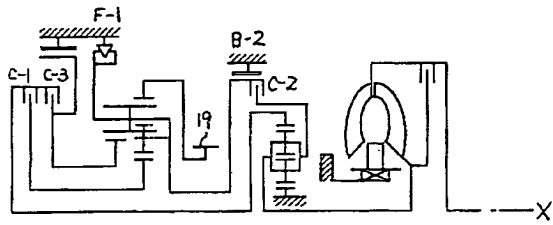
【図8】



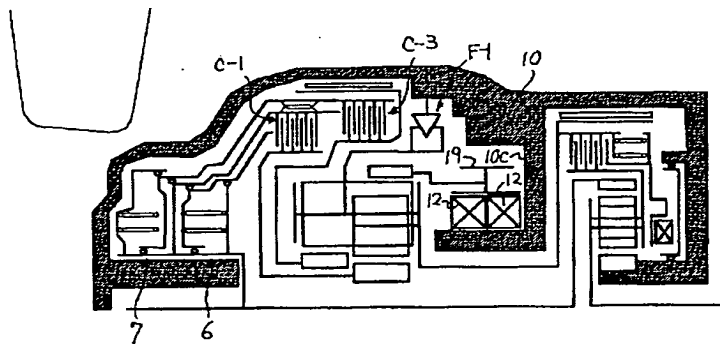
【図9】



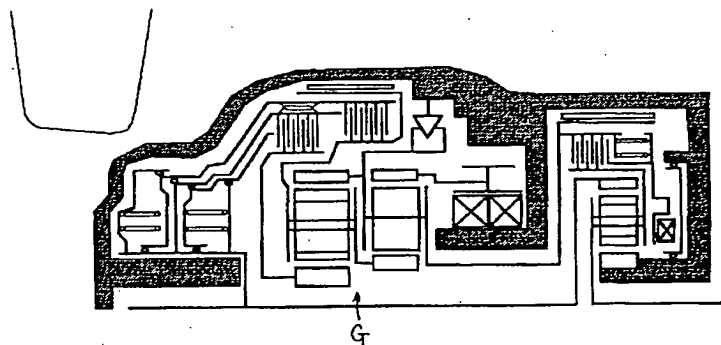
【図10】



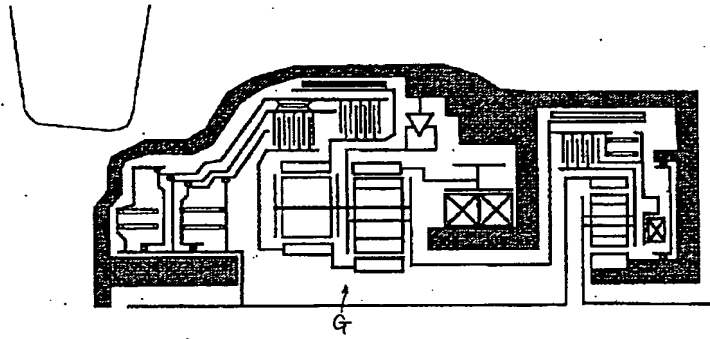
【図11】



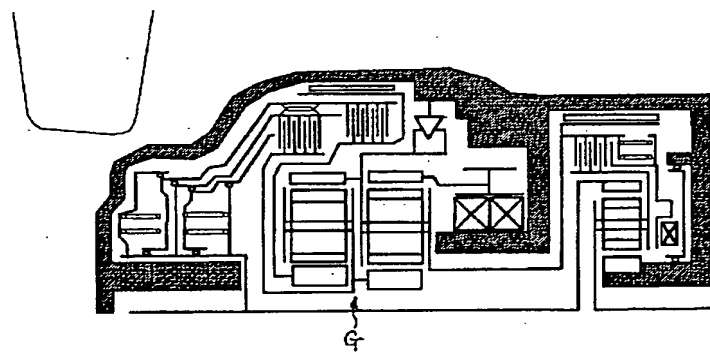
【図13】



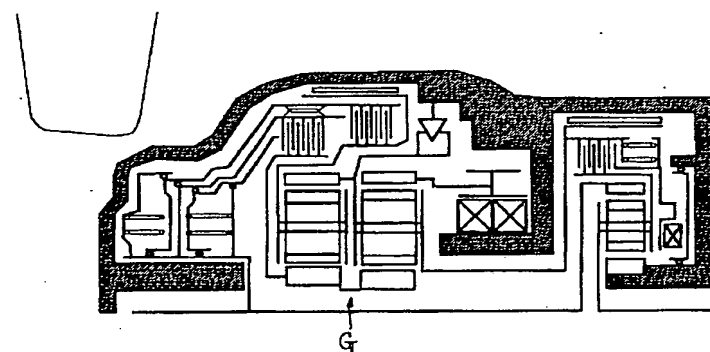
【図12】



【図14】



【図15】



フロントページの続き

(72) 発明者 早淵 正宏  
愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシ  
ン・エイ・ダブリュ株式会社内

(72) 発明者 糟谷 悟  
愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシ  
ン・エイ・ダブリュ株式会社内

(15) 問2000-55152 (P2000-551X問

Fターム(参考) 3J028 EA01 EA25 EB08 EB13 EB26  
EB31 EB37 EB54 EB62 EB66  
FA06 FB06 FC13 FC16 FC17  
FC20 FC24 FC25 FC63 HA14